№ 3. Warszawa, 25 marca 1934 r. Rok XII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI OD 18 DO 20 i ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. T. JAKOWICKI i inż. R. MADEJ.

KOCIOŁ DUQUENNE'A.

Uwagi ogólne.

Huta Bankowa, modernizując swoje Zakłady w Dąbrowie Górniczej, zainstalowała w 1931 roku w nowej elektrowni dwa kotły konstrukcji Duquenne'a. — Konstrukcja ta znana jest we Francji.

Ponieważ kotły tego systemu są pierwsze na gruncie krajowym i różnią się dość znacznie tak swym układem, jak i rozwiązaniem niektórych szczegółów konstrukcyjnych od kotłów u nas dotychczas spotykanych, więc tem samem zasługują na odpowiednie omówienie. — Przeprowadzone przez Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie pomiary cieplne, oraz prawie dwuletnia praca tych kotłów pozwalają również na podanie wyników cieplnych i ruchowych.

Ustawione w Hucie Bankowej dwa kotły Duquenne'a o wydajności po 20 *t* pary na godzinę, zbudowane w Tow. Akc. Przemysłu Metalurgicznego w Radomsku na ciśnienie robocze 25 *atn* i temperaturę pary przegrzanej 400° C, wyposażone w przegrzewacze pary i podgrzewacze wody i powietrza, posiadają:

powierzchnię ogrzewalną	kotła	440	m^2
„ „	przegrzewacza pary	194	„
„ „	podgrzewacza wody	220	„
„ „	„ powietrza	950	„

Paleniska są przewidziane na dwojaki rodzaj paliwa: na pył węglowy i gaz wielkopiecowy W obecnych jednak warunkach — mała ilość względnie zupełny brak gazu wielkopiecowego — kotły były i są opalane wyłącznie pyłem węglowym. — Ciąg jest sztuczny.

Charakterystyczną cechą kotłów Duquenne'a — wodnorurkowych, sekcyjnych — jest pionowy układ opłomek samego kotła, jak również przegrzewacza i podgrzewaczy, ustawionych kolejno za sobą (rys. 1 i 2).

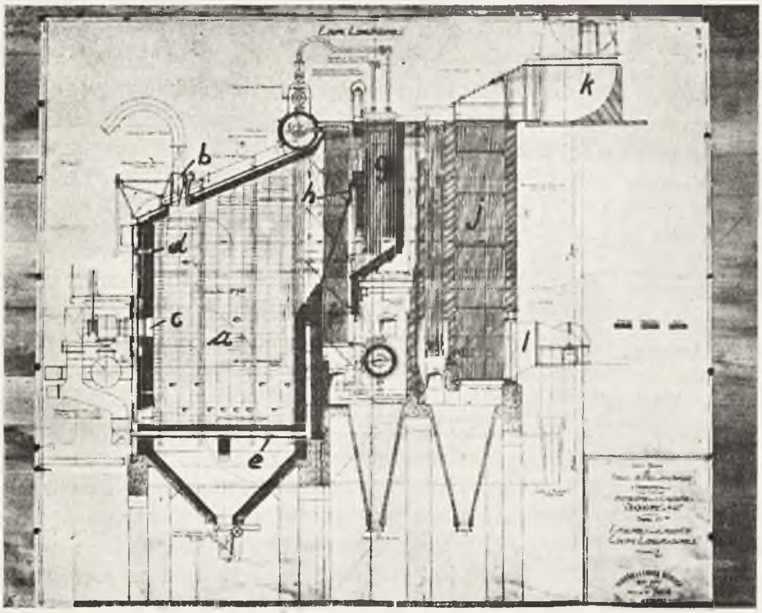
Proste i o małej średnicy opłomki (52 *mm*) są rozwalcowane w prostych, niewężykowatych komorach, ułożonych poziomo. Jest to znaczne ułatwienie fabrykacyjne, powodujące jednak nieco gorszą wymianę ciepła, niż przy komorach wężykowatych, a więc przy przestawnem rozmieszczeniu opłomek. Natomiast konstrukcja ta ułatwia wymianę sekcji, oraz czyszczenie opłomek od sadzy zapomocą dmuchawek.

Niespotykanym u nas szczegółem jest rodzaj połączenia sekcji z dwoma walczakami, które jest rozbieralne. Takie rozwiązanie ma na celu łatwą wymianę uszkodzonych sekcyj i zmniejszenie postojów na tego rodzaju naprawy. Wówczas uszkodzone sekcje mogą być wyciągane do góry, co wymaga odpowiedniej wysokości kotłowni ponad obmurzem.

Obieg wody.

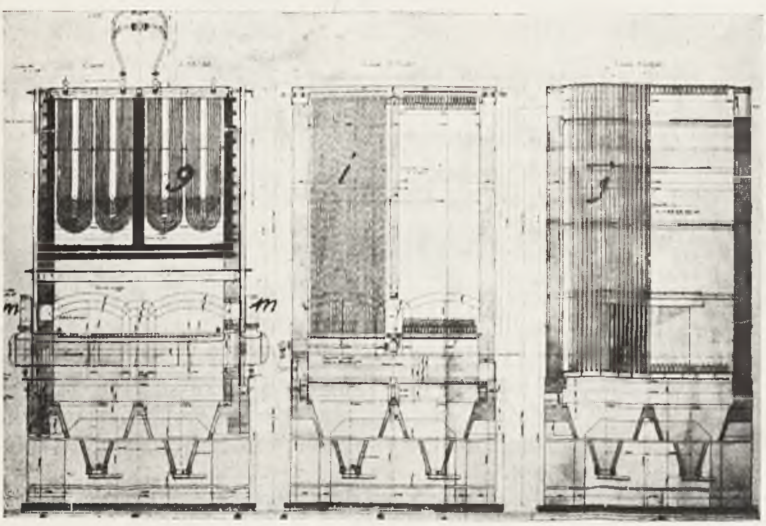
Większą uwagę poświęcono w tej konstrukcji sprawie obiegu wody. Dla osiągnięcia ściśle jednoznacznego i dobrego obiegu wody walczaki po obu końcach połączone są ze sobą rurami opadowemi o średnicy 260 *mm*, znajdującemi się na zewnątrz obmurza kotła i zaizolowanemi. Rury opadowe połączone są z walczakami zapomocą zwykłych kołnierzy, połączonych śrubami. Widok na tą część kotła z rurą opadową przedstawia (rys. 3). Rurami temi opada woda z gór-

nego walczaka do dolnego, skąd dopływa do opłomek, a wytworzona w nich mieszanina wody i pary jest odprowadzana przez górne



Rys. 1
Przekrój podłużny kotła Duquenne'a

a—komora paleniskowa, *b* — palnik na pył węglowy, *c*—palnik na gaz wielkopiecowy, *d* — palnik na mazut, *e* — ruszt powietrzny, *f* — opłomki kotła, *g* — przegrzewacz pary, *h* — zasuwa wisząca, *i* — podgrzewacz wody, *j* — podgrzewacz powietrza, *k* — ekshaustor, *l* — wentylator do podgrzanego powietrza.



Rys. 2
Przekrój poprzeczny kotła Duquenne'a
g — przegrzewacz pary, *i* — podgrzewacz wody, *j* — podgrzewacz powietrza, *m* — rury opadowe.

komory sekcyjne do górnego walczaka ponad poziomem wody na całej jego długości i w stosunkowo dużej odległości od otworów na rury opadowe. Rozwiązanie to, w myśl założeń konstruktora, stwarza lepsze rozdzielenie wody i pary tak, że rury opadowe zawierają prawie wyłącznie wodę, pozbawioną pary, t. j. o maksymalnej gęstości, i to niezależnie od obciążenia kotła. Taki układ, zapewniając większą różnicę gęstości cieczy w rurach opadowych i mieszaniny wody z parą w opłomkach, daje możność osiągnięcia naturalnego wzmożonego obiegu wody w kotle. Równocześnie dzięki temu, że woda wchodząca z rur opadowych do opłomek nie zawiera pary, jest zapewniona lepsza wymiana ciepła ze spalin do wody, gdyż, jak wiadomo, lepsze jest przechodzenie ciepła do wody, niż do pary. Pionowy układ opłomek ułatwia ruch baniek pary.

Rzuca się w oczy, że w kotle Duquenne'a opłomki w dolnej swej części są zasłonięte i znajdują się w II-im ciągu, co stoi w pewnej sprzeczności z poglądem o wyzyskaniu ciepła promieniowania w palenisku, które jest najintensywniejsze. Jak wynika z założeń konstruktora, zostało to jednak wykonane celowo, aby przez stopniowanie intensywności odparowania w opłomkach uzyskać bardziej równomierny rozkład oporów, mających wpływ na obieg wody.

Szczegóły konstrukcyjne.

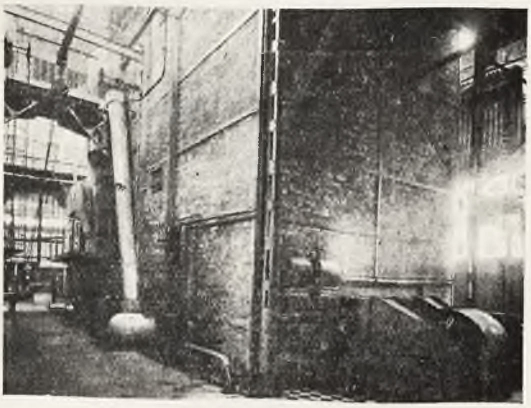
W całej konstrukcji kotła przewija się myśl zasadnicza — stosowania tylko prostych elementów (komór sekcyjnych, opłomek), aby zapewnić łatwiejsze ich prześwietlanie i czyszczenie. Wyjątek stanowią rury, łączące dolny walczak z komorami sekcyjnemi. Łączniki te są wygięte i one głównie przyjmują na siebie wydłużenia termiczne poszczególnych sekcyj.

Górny walczak jest ustawiony na konstrukcji żelaznej, dolny zaś podwieszony na rurach opadowych i ma oparcia na pionowych płaszczyznach ślizgowych.

Wspomniane poprzednio rozbieralne połączenia sekcyj z walczakami są wykonane na śruby z uszczelnieniem w styk. Jedna część łącznika rozwalcowana jest w walczaku, druga zaś wkręcona na gwint do komory sekcyjnej.

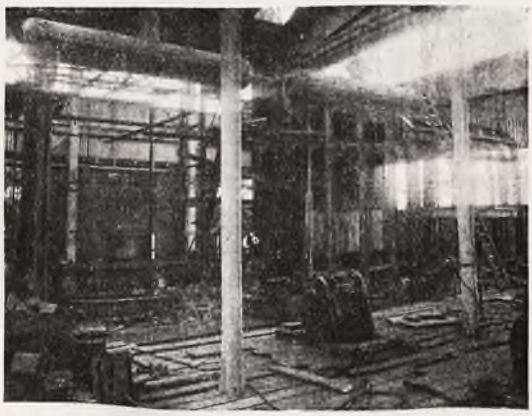
Pozatem odbiegają od najczęściej spotykanych w kotłach komorowych i sekcyjnych konstrukcyj zamknięcia otworów wy-

czystkowych, które są wykonane w postaci korków wkręcanych, a nie pokryw z kabłąkami, dociskanemi śrubami. Zwrócona jest uwaga na dobre chłodzenie korków, które mają wewnątrz odpowiednie wydrążenia.



Rys. 3
Widok na tylną i boczną ściany kotła
m — rury opadowe, *l* — wentylator do podgrzanego powietrza.

W omawianym kotle Duquenne'a jako zbiornik pary służy tylko pionowy kołpak ($D = 650$ *mm*, $H = 750$ *mm*), przynitowany do walczaka górnego, co w nowszych konstrukcjach kotłów wodnorurkowych nie jest spotykane.



Rys. 4
Widok kotłów podczas montażu w Hucie Bankowej.

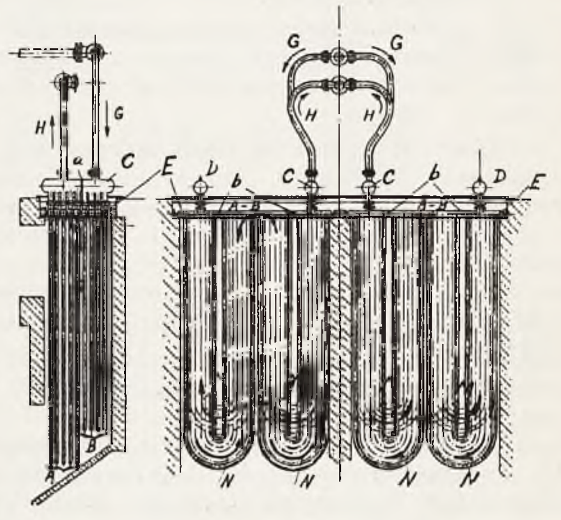
Zasilanie kotła odbywa się z boków przez górny walczak do przestrzeni wodnej, a to zapomocą rur, wygiętych wewnątrz walczaka ku dołowi.

Przegrzewacz pary.

W przegrzewaczu pary o układzie wiszącym znajduje się wewnątrz ogniotrwała ściana przedziałowa, która dzieli gazy spalinowe na dwa strumienie, a przegrzewacz na dwie symetryczne części.

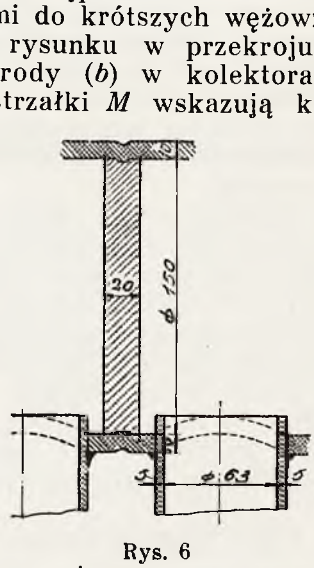
W przepływie spalin i pary zastosowana jest zasada przeciwprądu. Przegrzewacz w rozwiązaniu i szczegółach konstrukcyjnych odbiega od spotykanych u nas typów.

Obieg pary, rozpatrując jedną połowę przegrzewacza, jest następujący (rys. 5). Przewodem *G* dopływa para nasycona do tylnej części kolektora *C*, przedzielonego przegrodą (*a*) na dwie nierówne części.



Rys. 5
Przegrzewacz pary.

Z tylnej, mniejszej części kolektora *C* dostaje się para do 4-ch mniejszych kolektorów *E*. a następnie czterema równoległemi strumieniami do krótszych wężownic *B*. Widoczne na rysunku w przekroju poprzecznym przegrody (*b*) w kolektorach *E* i naznaczone strzałki *M* wskazują kierunek ru-



Rys. 6
Szczegóły umocowania rur przegrzewacza pary i przegrody wewnątrz kolektora.

chu pary, która dostaje się kolejno do kolektora *D*, skąd wchodzi przez pięć pozostałych kolektorów *E* pięcioma równoległemi strumieniami do dłuższych wężownic *A*. W kierunku przeciwnym do ruchu w wężownicach *B* (strzałki *N*) przedostaje się para przegrzana do przedniej części kolektora *C*, skąd do przewodu parowego *H*.

Podobny obieg wykonuje para w drugiej połowie przegrzewacza. Zarówno kolektory *C*, *D* jak i *E*, o przekroju kołowym, wykonane są z rur bez szwu i posiadają tak dna, jak i rurki przypawane acetylenem (na co otrzymano osobne zezwolenie M. P. i H.).

Szczegóły przypawania rur do kolektora, oraz umocowania przegrody wewnątrz kolektora uwidocznione są na rys. 6.

Połączenie kolektorów przegrzewacza *C* i *D* z kolektorami *E* jest rozbieralne i wykonane analogicznie jak podane wyżej połączenie komór sekcyjnych z walczakami kotła.

Ażeby temperaturę pary utrzymywać na pożądanym poziomie, przegrzewacz zaopatrzony jest w pionową zasuwę, wykonaną z materjału ogniotrwałego i odpowiednio podwieszoną (rys. 1). Przez podnoszenie jej lub opuszczanie można częściowo regulować ilość spalin przepływających przez przegrzewacz.

Podgrzewacz wody.

Podgrzewacz wody składa się z dwóch symetrycznych części, przedzielonych ścianą, która dzieli spaliny na dwa strumienie. Zastosowano tu zasadę przeciwprądu dla przepływu gazów spalinowych i wody. W wykonaniu podgrzewacza wody wyróżnia się jego podobieństwo do elementów kotłowych, gdyż w obu wypadkach zastosowano układ sekcyjny i podobne prostokątne komory kute z rozwalcowanemi ciągnionemi rurami o tej samej średnicy. Różnica w układzie sekcyj podgrzewacza jest ta, że komory są ułożone wpoprzek kotła.

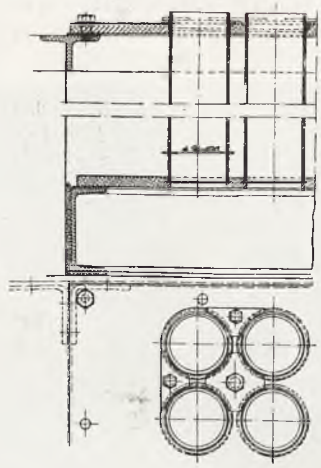
W podgrzewaczu wody połączenia rozbieralne sekcji wykonane są analogicznie do opisanych powyżej.

Woda zasilająca jest wtłaczana przez pompy do zbiornika, umieszczonego na dole w środku pod podgrzewaczem, (rys. 2), skąd przez dwa króćce dopływa do kolektora rozdzielczego, z którego przedostaje się do każdej sekcji tak lewej, jak i prawej połowy podgrzewacza. Ruch wody odbywa się zatem z dołu do góry w każdej połowie oddzielnie, bo w górze z każdej połowy podgrzewacza woda jest oddzielnie doprowadzona do kotła.

Podgrzewacz powietrza.

W podgrzewaczu powietrza o rurach pionowych spaliny ssane przez ekshaustor przepływają wewnątrz rur od dołu do góry, a powietrze płynie w przeciwprądzie zzewnątrz rur. Zasysane przez wentylator powietrze z kotłowni u góry z obu stron kotła napotyka wewnątrz podgrzewacza na kilka poziomych przegród, a to dla lepszej wymiany ciepła między spalinami i powietrzem (rys. 1 i 2).

W konstrukcji podgrzewacza powietrza zwrócono większą uwagę na rozbieralność i łatwość wymiany uszkodzonych rur.



Rys. 7
Szczegóły konstrukcyjne podgrzewacza powietrza.



Rys. 8
Widok kotła Duquenne'a we Francji podczas montażu.

Rys. 7 przedstawia sposób umocowania i uszczelnienia rur w dolnych i górnych płytach.

Na rys. 8 widzimy jeden z kotłów Duquenne'a we Francji podczas montażu.

Komora paleniskowa

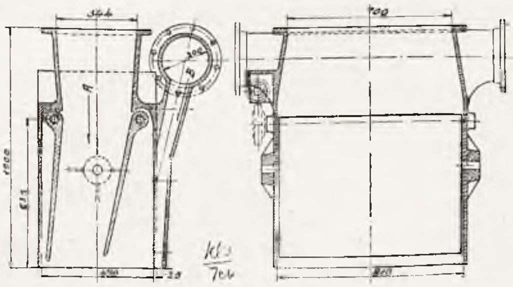
Do spalania paliwa omawiany kocioł Duquenne'a posiada stosunkowo dużą komorę paleniskową o pojemności 167 m^3 (rys. 1).

Osobliwością układu jest położenie komory w stosunku do samego kotła. Komora stanowi niejako przedpalenisko i rozmieszczenie kotła idzie raczej w kierunku poziomym, niż pionowym.

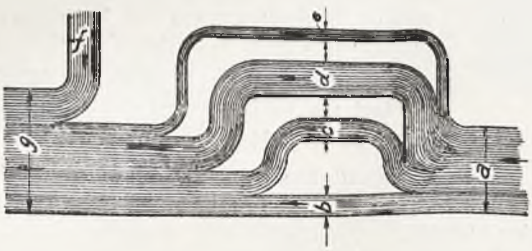
Ściany komory są chłodzone podgrzanem w podgrzewaczu powietrzem, a dół komory ogranicza ruszt powietrzny. Wewnętrzne ściany komory składają się z luźno układanych bez zaprawy cegieł ogniotrwałych,

co ułatwia zmianę objętości cegieł ze zmianą temperatury.

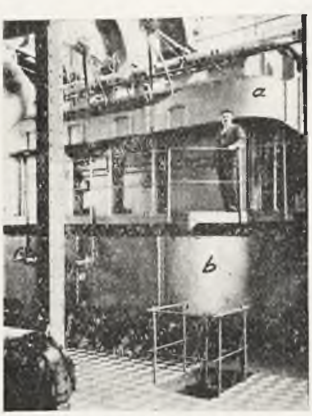
Góra komory ograniczona jest wiszącem sklepieniem, w którem umieszczone są po dwa na kocioł palniki na pył węglowy. Palniki typu szczelinowego posiadają ruchome klapy, któremi można regulować przekrój wylotu (rys. 9), a więc szybkość wypływającego pyłu wraz z pierwotnem powietrzem, oraz zmieniać kierunek strumienia. Z tyłu palnika wzdłuż drogi pyłu doprowadzane jest powietrze wtórne.



Rys. 9
Palnik
A — dopływ pyłu, *B* — dopływ wtórnego powietrza.



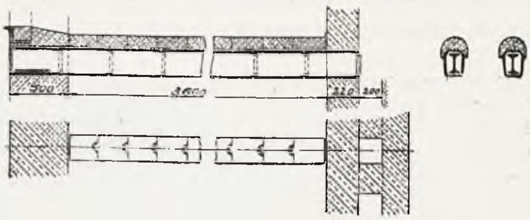
Rys. 10
Schemat obiegu powietrza.



Rys. 11
Widok na przednią część kotła
a — doprowadzenie powietrza do przedniej ściany komory, *b* — doprowadzenie powietrza do palnika na gaz wielkopiecowy.

Umieszczenie palników w sklepieniu paleniska stwarza wewnątrz komory długą drogę spalania w kształcie litery *V*, bo wynoszącą około 12 *m*.

W przedniej ścianie komory umieszczone są palniki systemu Hunter'a na gaz wielkopiecowy, po cztery na kocioł, oraz ponad niemi dwa małe palniki na mazut, służące do rozpalania kotła.



Rys. 12
Ruszt powietrzny.

Obieg powietrza, używanego do chłodzenia komory i suszenia węgla, a następnie do spalania, przedstawia schematycznie rys. 10. Podany schemat jest obrazem obiegu powietrza, ilustrującym tylko podział jego na poszczególne odrębne strumienie, nie uwzględnia jednak procentowych stosunków ilościowych.

Rury rozprowadzające podgrzane powietrze, leżące zzewnątrz obmurza, wpływają na oryginalny zewnętrzny wygląd kotła, jak to widzimy na rys. 11.

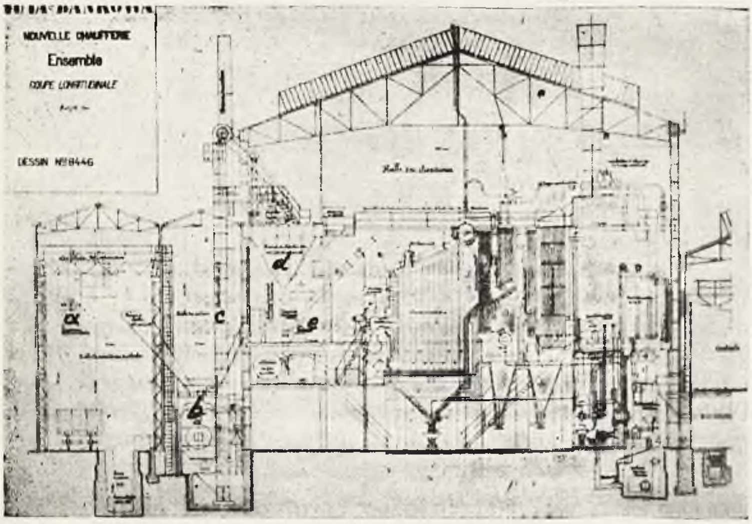
Szczegóły konstrukcyjne rusztu powietrznego uwidocznione są na rys. 12. Pierwsze leje pod komorą paleniskową zaopatrzone są w podwójne zamykadła.

Suszenie i mielenie węgla.

Do mielenia węgla ustawione są na kocioł po dwa młyny cepowe wdmuchowe systemu Stein-Resolutor. Rzeczywista wydajność każdego młyna odpowiada mniej więcej połowie maksymalnego obciążenia kotła. Poza możliwością równoczesnej pracy obydwóch młynów do danego kotła może być włączony dodatkowo jeden z młynów kotła sąsiedniego, który stoi w rezerwie. W ten sposób zabezpieczono sobie potrzebną rezerwę ze względu na pewność ruchu, gdyż jak wiadomo, — w paleniskach pyłowych młyny należą do najczulszych elementów, wymagających częstej wymiany części zużywających się, co przy systemie młynów indywidualnych wdmuchowych, nie rozporządzających żadną rezerwą pyłu, posiada większe znaczenie.

Częściowe podsuszanie węgla odbywa się bezpośrednio w samych młynach zapomocą powietrza, idącego z podgrzewacza i następnie wyżej podgrzanego w ruszcie powietrznym, które jako powietrze pierwotne wchodzi wraz z pyłem do palników.

Zasadnicze jednak podsuszanie odbywa się w oddzielnie ustawionej suszarce. Jest to suszarka bębnowa, obrotowa, posiadająca osobne palenisko ręczne z podmuchem na miał. Wysuszony węgiel zapomocą podnośnika kubełkowego podnoszony jest ponad poziom zbiorników węglowych, do których rozprowadzany jest transportem taśmowym. Zbiorników tych jest cztery, czyli jeden na młyn, o pojemności po 38 m^3.



Rys. 13
Przekrój podłużny przez kotłownię i suszarnię węgla
a — transport węgla do suszarni, *b* — suszarnia węgla, *c* — podnośnik kubełkowy, *d* — zbiorniki na podsuszony węgiel, *e* — młyny do mielenia węgla.

Rys. 13, przedstawiający przekrój podłużny przez kotłownię i suszarnię węgla, pozwala na zorjentowanie się w ogólnem ugrupowaniu i położeniu całości urządzenia kotłowego.

Przyrządy pomiarowe.

Warto nadmienić, że kocioł wyposażony jest w następującą aparaturę pomiarową, zmontowaną na tablicy:

1. rejestrujący i wskazujący paromierz, wraz z licznikiem wyprodukowanej pary;

2. manometr;

3. termometry odległościowe do mierzenia temperatur:

a) pary przegrzanej;

b) wody przed i za podgrzewaczem wody;

c) spalin: za przegrzewaczem pary, przed i za podgrzewaczem wody i za podgrzewaczem powietrza;

d) powietrza podgrzanego za podgrzewaczem;

4. ciągomierze, wskazujące ciąg w komorze paleniskowej i za podgrzewaczem powietrza;

5. analizatory spalin (na CO_2 i $CO+H_2$) za podgrzewaczem wody.

W celu usunięcia uszkodzeń aparatury pomiarowej, spowodowanych drganiami, jakie wywołują pracujące młyny, początkowo opartą na podłodze ramę tablicy pomiarowej podwieszono na łańcuchach, co dało dobre wyniki.

Z dodatkowej aparatury umieszczonej na kotle należy wymienić:

1. wodowskaz odległościowy Igema;

2. regulator zasilania wody Genevet;

3. ostrzegacz gwizdkowy nadmiaru lub braku wody.

Kotły zasilane są kondensatem z turbin parowych, a woda dodatkowa jest ulepszana w wyparkach systemu Prache et Bouillon. Cały kondensat jest odgazowywany.

Dla kontroli odgazowania służy specjalny aparat, wskazujący zawartość tlenu w wodzie zasilającej.

Do zasilania kotłów są zainstalowane dwie pompy wirowe i jedna pompa parowa.

(*d. n.*)

Inż. A WICIEJEWSKI.

POMPY ODŚRODKOWE.

Pompy odśrodkowe, dzięki swym odrębnym właściwościom, oceniane są czasami jako maszyny bardzo „kapryśne" i sprawiajace w ruchu często duże i w dodatku „niczem nieusprawiedliwione" trudności i kłopoty. Inżynierowie dozoru kotłów spotykają się np. z opinją, że „pompy te nie nadają się do zasilania kotłów parowych, ponieważ zalewają wodą kocioł". Ujmując technicznie powyższe określenie wynikałoby, że wydajność tych pomp tak odbiega od zapotrzebowanej ilości wody, że żadna regulacja nie jest w stanie przy ich pracy zapobiec zalewaniu kotła — jest to nieporozumienie. Trzeba przyznać, że instalowanie pompy odśrodkowej wymaga dużej ostrożności i dokładnego wniknięcia w warunki pracy, oraz dokładnego poznania właściwości pomp odśrodkowych t. j. ich charakterystyk. W przeciwnym wypadku, pompa źle dobrana dla danych warunków pracy, rzeczywiście nie będzie mogła spełnić stawianych jej wymagań.

Przed przystąpieniem do omówienia zastosowania pomp odśrodkowych do zasilania kotłów, dla lepszego poznania odrębnych ich właściwości, celowe będzie omówienie i wykazanie znaczenia krzywych charakterystycznych pomp odśrodkowych.

Wydajność Q pomp *tłokowych* nie zależy zupełnie od wysokości tłoczenia, a określa ją stała objętość skokowa pompy i ilość obrotów *n*. Dla pomp tłokowych istnieje więc tylko zależność $Q = f(n)$.

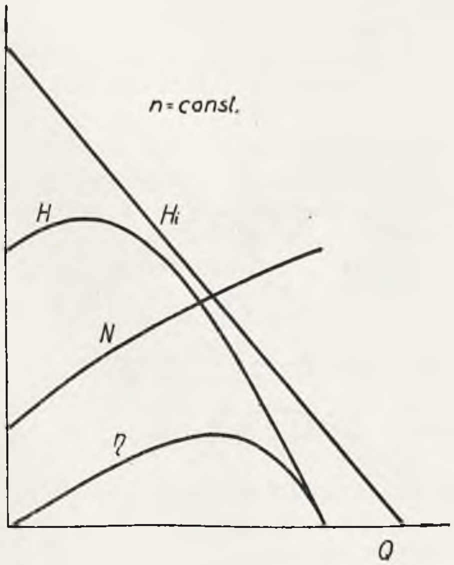
Natomiast w pompach odśrodkowych, woda nabywa określoną szybkość w wirniku, akumuluje przez to energję kinetyczną, dzięki której woda może podnieść się na pewną wysokość. Pompa zaczyna działać dopiero po przekroczeniu minimalnej ilości obrotów, ponieważ trzeba najpierw wodę doprowadzić do wymaganego ciśnienia, żeby móc ją wtłoczyć następnie do rurociągu. Dlatego właśnie uruchamia się pompę odśrodkową przy zaworach zamkniętych.

Od szybkości wirnika zależy ciśnienie pompy, a od wielkości przekroju i szybkości wody zależy jej wydajność.

Oznaczając przez Q — wydajność pompy w jednostce czasu, *H* — wysokość tłoczenia w *m* lub *atn*, *N* — zapotrzebowanie mocy w *KM* i η — sprawność pompy; przy stałych obrotach, zachodzą w pompie odśrodkowej następujące zależności:

$$H = f\,(Q);\quad N = f\,(Q);\quad \eta = f\,(Q);$$

Są to tak zwane charakterystyki pompy odśrodkowej dla danej ilości obrotów (rys. 1).



Rys. 1
Charakterystyki pompy odśrodkowej dla stałej ilości obrotów.

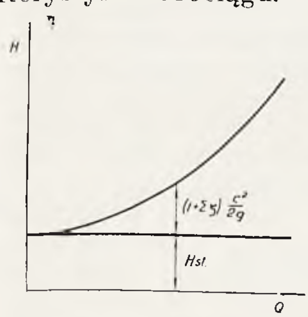
Najważniejsza z nich jest to zależność $H = f\,(Q)$, która przy stałych obrotach nie pozwala dowolnie zmienić wydajności pompy, bez ściśle określonej zmiany wysokości tłoczenia. Kształt tej krzywej jest całkowicie zależny od konstrukcji pompy i teoretycznie bez uwzględnienia strat, zależność ta przedstawia się jako linja prosta (H_t — rys. 1). Usiłowano opracować system teoretycznego obliczania rzeczywistej wysokości tłoczenia *H* (prof. Pfleiderer), jednak okazało się, że wyniki obliczeń nie zgadzają się z rzeczywistością i obecnie zdejmowanie charakterystyk odbywa się tylko na drodze pomiarów. Jedynie zależność $\eta = f\,(Q)$ wyprowadza się obliczeniowo, jednak na podstawie powyższych obu charakterystyk.

Zależność $H = f\,(Q)$ ustala wysokość tłoczenia, którą pompa może pokonać przy danym wydatku. Ciśnienie to, przy pracy pompy na rurociąg, musi przezwyciężyć wysokość ciśnienia statycznego H_{st}, utrzymać szybkość wody w przewodzie tłoczącym i pokonać jeszcze opory rurociągu. Całkowita więc wysokość tłoczenia pompy wynosi:

$$H = H_{st} + \frac{c^2}{2g} + \Sigma\zeta \cdot \frac{c^2}{2g} = H_{st} + (1 + \Sigma\zeta) \cdot \frac{c^2}{2g};$$

gdzie: *c* — szybkość wody w przewodzie tłoczącym, $\Sigma\zeta$ — sumaryczny spółczynnik oporów rurociągu.

Na rys. 2 podana jest zależność całkowitej wysokości tłoczenia od wydajności, przyczem jak widać, opory samego rurociągu mają przebieg paraboliczny. Jest to t. zw. charakterystyka rurociągu.



Rys. 2
Charakterystyka rurociągu.

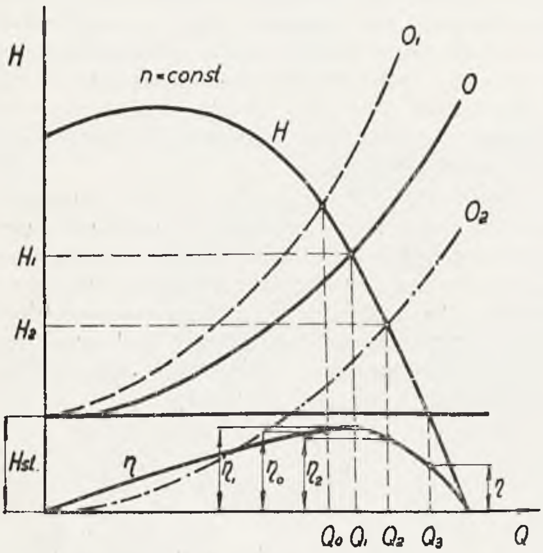
Przy instalowaniu pomp odśrodkowych charakterystyka rurociągu ma bardzo ważne znaczenie, a w niektórych wypadkach przez dostosowanie przebiegu tej krzywej (odpowiednia zmiana rurociągu) można w znacznym stopniu poprawić działanie pompy.

Celem uwidocznienia znaczenia charakterystyk pomp odśrodkowych i rurociągu, rozpatrzmy kilka zasadniczych przykładów.

Na rys. 3 pompa odśrodkowa o charakterystykach $H = f\,(Q)$ i $\eta = f\,(Q)$ ma pokonać ciśnienie H_{st} i pracować na rurociąg, którego obliczoną charakterystykę przedstawia krzywa „*O*".

Dla danych warunków pompa jest dobrze dobrana, ponieważ będzie pracować przy najlepszej sprawności η_1, a wydajność jej wyniesie Q_1 przy ciśnieniu tłoczenia H_1. W tych warunkach wydajność Q_1 jest max. t. j. uzyskana przy całkowicie otwartym zaworze tłoczącym. Jeżeli zapotrzebowanie wo-

dy zmniejszy się, przyczem H_{st} pozostanie to samo, wtedy domykając zawór tłoczący, przez wzrost oporów (krzywa O_1) zwiększa się całkowita wysokość tłoczenia i automatycznie wydajność pompy zmniejszy się do wartości Q_0, przyczem sprawność wyniesie η_0.



Rys. 3

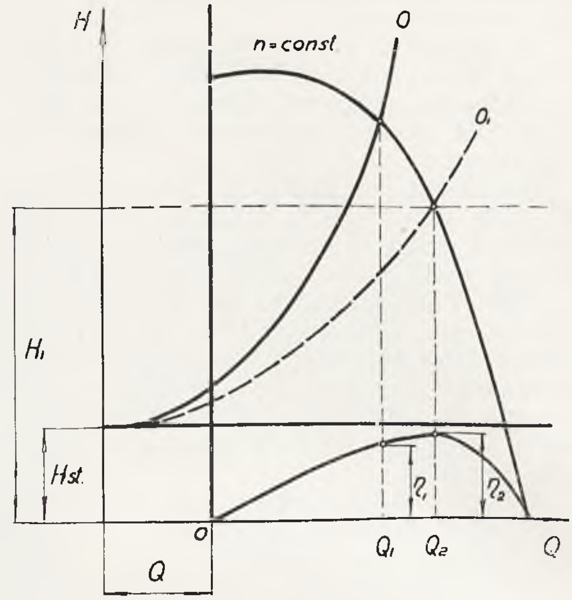
W wypadku gdy $H_{st} = O$ t. j. gdy pompa będzie tłoczyć tylko do rurociągu poziomego na wysokości osi pompy (krzywa oporów O_2), wydajność jej wyniesie Q_2, wysokość tłoczenia H_2 i praca pompy w tych warunkach będzie już mniej ekonomiczna $\eta_2 < \eta_1$. Jeżeli pompa tłoczyć będzie wprost do zbiornika, w którym ciśnienie wynosi H_{st}, to pomimo, że wydajność jej będzie Q_3 znacznie większa od Q, jednak praca jej będzie bardzo nieekonomiczna wobec $\eta_3 << \eta_2$.

Na rys. 4 pompa *tłokowa* o wydajności Q pracuje na dany rurociąg o krzywej oporów „O" i pokonuje ciśnienie H_{st}. Wobec potrzeby zwiększenia wydajności wody zachodzi pytanie, czy można zainstalować jeszcze, do tego samego rurociągu tłoczącego, pompę odśrodkową o danej charakterystyce $H = f(Q)$ i $\eta = f(Q)$?

Krzywa oporów rurociągu dla pompy odśrodkowej będzie ta sama, co dla pompy tłokowej. Jak widać, w tych warunkach pompa odśrodkowa nie będzie dobrze dobrana, wydajność jej wyniesie tylko Q_1 i sprawność η_1.

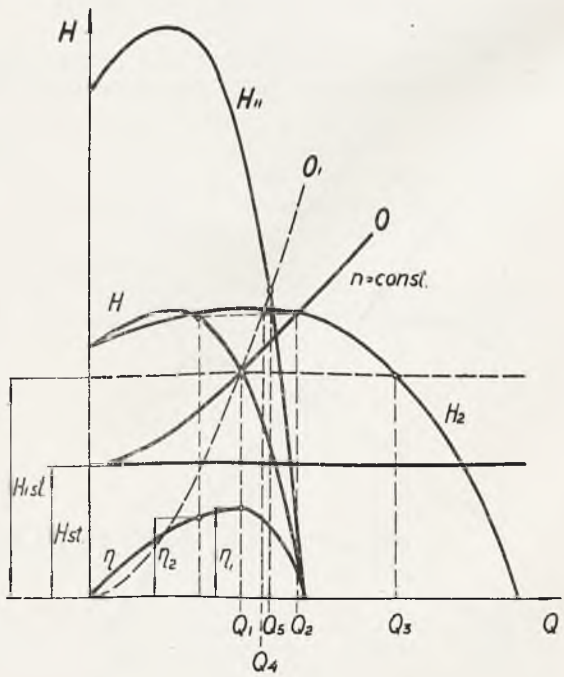
Możliwe jest tutaj, że zmiana rurociągu poprawi pracę tej pompy odśrodkowej. Mianowicie, jeżeli przez zwiększenie średnicy przewodu krzywa oporów rurociągu obniży się do krzywej „O_1", to pompa odśrodkowa powiększy wydajność pompy tłokowej o Q_2 i pracować będzie przy najlepszej sprawności η_2. W przeciwnym wypadku pompa ta nie nadaje się do pracy w tych warunkach i należałoby żądać charakterystyki bardziej ostrej.

Gdyby nawet H_{st} było mniejsze, to również wobec stromej paraboli oporów rurociągu, dodanie takiej pompy odśrodkowej nie polepszy zbytnio wydajności.



Rys 4

Jak widać z rysunku, ten zespół pomp będzie dobrze zainstalowany, jeżeli woda ma być tłoczona do zbiornika o ciśnieniu $H_{st} = H_1$.



Rys. 5

Na rys. 5 pompa odśrodkowa o danych charakterystykach ma pokonać ciśnienie statyczne H_{st} i pracuje na dany rurociąg, którego obliczona krzywa oporów wynosi „O". Pompa jest dobrze dobrana do tych warun-

ków pracy, wydajność jej wynosi Q_1 przy najlepszej sprawności η_1.

Chcemy dołączyć do tego rurociągu drugą, taką samą pompę ustawioną równolegle, o tych samych charakterystykach. Powstaje pytanie, czy dla tych warunków zespół tych 2 pomp podwoi wydajność wody tłoczonej? Zagadnienie to, ważne dla inżynierów ruchu i dozoru, jest bardzo często spotykane w praktyce.

Dwie pompy odśrodkowe, pracujące równolegle dają łączną charakterystykę $H_2 = f(Q)$ (rys. 5), otrzymaną z krzywej $H = f(Q)$ dla jednej pompy, przez dwukrotne powiększenie odciętych przy zachowaniu tych samych rzędnych. Jak widać dla tych warunków, dwie pompy będą miały tylko wydajność Q_2 i obie pracować będą przy niezbyt dobrej sprawności η_2, którą otrzymamy, przechodząc z powrotem na krzywą sprawności $\eta = f(Q)$ dla jednej pompy. To rozwiązanie graficzne wskazuje, że dla tych warunków pracy obie pompy będą źle dobrane.

W wypadku, jeśli istniejąca już pompa ma do pokonania tylko ciśnienie statyczne H_{1st}, czyli była dobrze zainstalowana, wtedy dostawienie drugiej pompy równolegle, zwiększy podwójnie wydajność wody — jak widać $Q_3 = 2\ Q_1$ i obie pompy pracować będą przy najlepszej sprawności η_1. Dla tych więc warunków zespół ten będzie dobrze zainstalowany.

Jeżeli istniejąca pompa tłoczy wodę wprost do rurociągu o krzywej oporów O_1 przy $H_{st} = O$ i dla tych warunków była dobrze dobrana, to w wypadku ustawienia równolegle drugiej pompy, wydajność ich wzrośnie bardzo nieznacznie i wynosić będzie tylko Q_1.

Jak widać, od nachylenia paraboli oporów rurociągu zależy w znacznym stopniu wydajność pomp i rozwiązanie tych zagadnień możliwe jest tylko metodą wskazaną t. j. graficznie. Tą sprawą specjalnie powinny zainteresować się czynniki miarodajne, gdyż jak wynika z powyższego przykładu, pompy odśrodkowe zainstalowane do zasilania kotłów, mogą odpowiadać ściśle przepisom, gdy tymczasem podczas ich równoległej pracy nie spełnią stawianych im wymagań.

Poprzednie zagadnienie spróbujemy rozwiązać jeszcze w inny sposób, mianowicie do istniejącej pompy o danych charakterystykach (rys. 5) zainstalujemy drugą taką samą pompę, jednak nie równolegle, a szeregowo. Na pierwszy rzut oka zdawałoby się, że przy tym zespole sam wzrost ciśnienia tłoczenia nie może dać lepszego rozwiązania od poprzedniego.

Dwie pompy odśrodkowe, pracujące szeregowo, dadzą łączną charakterystykę $H_{II} = f(Q)$ (rys. 5) otrzymaną z krzywej $H = f(Q)$ dla jednej pompy, przez dwukrotne powiększenie rzędnych przy zachowaniu tych samych odciętych. Jak widać z rysunku, łączenie w ten sposób pomp nie jest celowe, jeżeli mają one pracować tylko na ciśnienie statyczne.

Również nieodpowiedni będzie ten zespół w wypadku, jeżeli jest do pokonania ciśnienie statyczne łącznie z oporem rurociągu. Jeżeli jednak pompy pracować mają tylko na rurociąg o krzywej oporów „O_1" i $H_{st} = O$, to tego rodzaju połączenie może okazać się racjonalne i wydajność ich będzie $Q_5 > Q_1$, przyczem pracować będą przy wzgl. dobrej sprawności η_1. Ten wypadek zwiększenia wydajności przez dodanie drugiej pompy szeregowo zachodzi w praktyce coprawda rzadko, jednak zasadniczo jest on zupełnie możliwy.

Dla całokształtu wyjaśnienia charakterystyk pomp odśrodkowych, należy choć pobieżnie podać „prawa proporcjonalności" tych pomp. Na zasadzie tych praw, mając trzy zasadnicze krzywe charakterystyczne, dla pracy pompy przy danej ilości obrotów (rys. 1), można wykreślić charakterystyki dla innej ilości obrotów, wzgl. krzywe charakterystyczne dla innej średnicy wirnika tego samego typu pompy (t. j. tej samej serji przy zachowaniu w konstrukcji tych samych kątów łopatek i t. d.), pracującej przy dowolnych obrotach.

Prawo proporcjonalności dla tej samej pompy, określają następujące równania:

$$H = \text{Const.}\ v^2 = \text{Const.}\ n^2$$

$$Q = \text{Const.}\ v = \text{Const.}\ n$$

$$N = \text{Const.}\ v^3 = \text{Const.}\ n^3$$

gdzie n — ilość obrotów pompy

$$v = \frac{\pi\ .\ D\ .\ n}{60}$$ — szybkość obwodowa wirnika.

Równania te wyrażają, że przy zmianie obrotów wysokość tłoczenia pompy odśrodkowej zmienia się proporcjonalnie do n^2, wydajność proporcjonalnie do n, a zapotrzebowanie mocy — proporcjonalnie do n^3. Przyczem teoretycznie sprawność zostaje ta sama, a w rzeczywistości jednak, prawo to dla sprawności nie jest ściśle zachowane.

Dla tej samej serji pomp, prawo proporcjonalności określają równania:

$$H = \text{Const.}\ v^2 = \text{Const.}\ D^2\ .\ n^2$$

$$Q = \text{Const.}\ v = \text{Const.}\ D^3\ .\ n$$

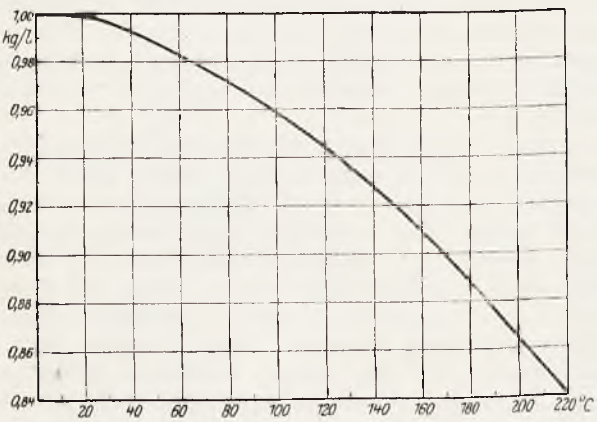
$$N = \text{Const.}\ v^3 = \text{Const.}\ D^5\ .\ n^3$$

gdzie D = średnica wirnika.

Posługując się temi zależnościami, można już rozwiązać wszystkie zagadnienia związane z doborem pompy odśrodkowej dla

danych warunków pracy i zasadniczo, mając zaoferowane serje pomp, da się zawsze uzyskać takie rozwiązanie, przy którem dobrana pompa będzie pracować przy najlepszej sprawności i dobrej wydajności.

Przystępując do omówienia pomp odśrodkowych zasilających kotły, na wstępie należy dokładnie poznać warunki w jakich one pracują. Normalnie tłoczą one wodę gorącą, a zapatrywanie, że wydajność ich w tym wypadku jest mniejsza od wydajności dla wody zimnej jest nieuzasadnione. Należy tylko przy dobieraniu pompy uwzględnić zmianę ciężaru właściwego wody w wyższych temperaturach, rys. 6.



Rys. 6
Zmiana ciężaru właściwego wody ze wzrostem temperatury

Np. pompa zasilająca jest ustawiona dla kotła o pow. ogrzew. 800 m^2, ciśnieniu 18 *atn* i wydajności pary 32000 $kg/h = 32\ m^3/h$ z wody zasilającej o 60°C. Jeżeli temperatura wody zasilającej zostanie podwyższona do 150°C, wtedy pompa będzie musiała już wtłoczyć $\frac{32000}{0,92}\ kg/h \simeq 35\ m^3/h$ wody przy wysokości tłoczenia $\frac{21}{0,92} \cdot 10 = 228\ m = 21\ atn.$ Dla tego wypadku pompa odśrodkowa powinna otrzymać większe przekroje i średnicę wirnika, względnie większą ilość obrotów; wzrośnie również zapotrzebowanie mocy, do określenia której miarodajne będzie teraz 228 m. sł. wody.

Uzyskana część energji z podgrzania wody zasilającej zostaje stracona wskutek większego zapotrzebowania mocy na tłoczenie gorącej wody. Na nowych instalacjach stosunek ten ustalono na 15 : 3 t. j., zyskując przez podgrzanie 15%, traci się na pracę pompy 3% ogólnej energji.

Moc pompy oblicza się z wzoru:

$$N = \frac{V \cdot H \cdot \gamma \cdot 1000}{3600 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{270 \cdot \eta}\ KM;$$

gdzie:

V — ilość wody tłoczonej w m^3/h,
H — wysokość tłoczenia w m,
γ — ciężar właściwy wody w kg/l,
η — sprawność pompy.

Dla temperatury wody zasilającej do 60°C, można nie uwzględniać ciężaru właściwego wody ($\gamma = 1\ kg/l$), dla wyższych temperatur zmiany ciężaru właściwego wody pominąć już nie można.

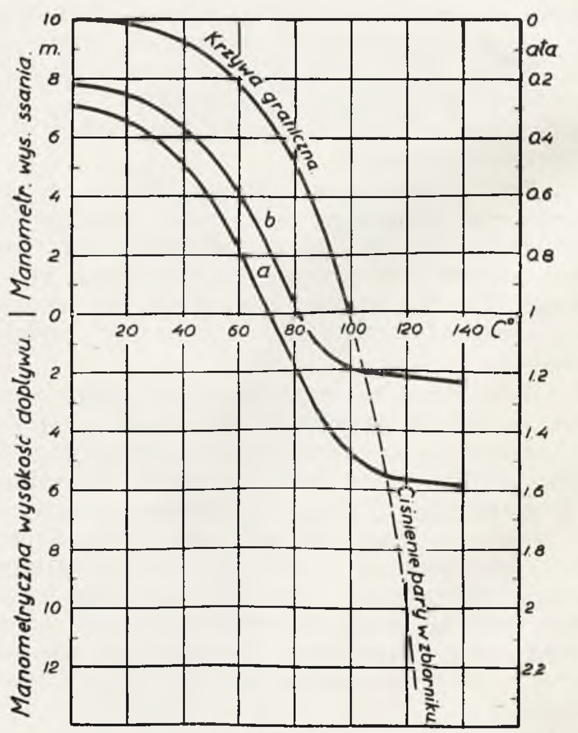
W praktyce moc pompy zasilającej oblicza się z wzoru:

$$N = \frac{Q \cdot H}{27 \cdot \eta \cdot \gamma}\ KM;$$

gdzie:

Q — wydajność kotła w t/h,
H — ciśnienie tłoczenia w atn,
γ — ciężar właściwy wody w kg/l,
η — sprawność pompy.

Ze wzrostem temperatury wody zasilającej zmienia się wysokość ssania wzgl. wysokość dopływu wody do pompy. Dla zimnej wody wysokość ssania wynosi $\sim 7\ m.$



Rys. 7
Wysokość ssania wzgl. wysokość dopływu wody do pomp odśrodkowych

Ustawienie pompy zasilającej w kotłowni jest ściśle związane z określeniem wysokości ssania wzgl. wysokości dopływu wody do pompy dla danych warunków.

Wysokość ssania ograniczona jest ciśnieniem, przy którem woda przechodzi w parę. Te stany dla różnych ciśnień wskazuje krzywa graniczna (teoretyczna) na rys. 7, której wartości są odniesione do 760 *mm* sł. rtęci.

Pod manometryczną wysokością ssania należy rozumieć różnicę poziomów między osią pompy, a zwierciadłem wody ssanej plus opory rurociągu; pod manometryczną wysokością dopływu — różnicę poziomów między osią pompy, a zwierciadłem wody w zbiorniku mniej opory rurociągu (wszystko wyrażone w m). Wielkość $\frac{c^2}{2g}$ na wejściu do pompy, odgrywa podrzędną przytem rolę i przy dobrej konstrukcji pompy można jej nie uwzględniać.

Dla zwykłych pomp odśrodkowych i to w wypadku granicznym, osiągalna jest krzywa *a* (rys. 7), z której, dla każdej temp wody zasilającej można odczytać manometryczną wysokość ssania, a począwszy od $\sim 70^0$ C — manometryczną wysokość dopływu. Jak widać woda o 70^0 C nie może być już ssana przez zwykłą pompę odśrodkową, która doprowadzi ją do kotła tylko w tym wypadku, jeżeli wysokość dopływu przezwycięży przynajmniej opory rurociągu. Przy temp. wody 95^0 C wysokość dopływu musi wynosić, dla pompy normalnego wykonania, najmniej 4,5 *m*.

Przez specjalne wykonanie pomp odśrodkowych można nieco polepszyć te warunki, a mianowicie przez podniesienie zdolności ssania pierwszego stopnia, można uzyskać krzywą *b* (rys. 7) Jak widać, podniesienie zdolności ssania 1-go stopnia ma duże znaczenie dla wysokości dopływu przy temperaturach wody powyżej 80^0 C, co jest bardzo ważne, często bowiem trudno jest ustawić pompę zasilającą dostatecznie nisko pod zbiornikiem wody.

Wartości na rys. 7 są podane jako minimum i ze względu na okresową pracę pomp oraz dopuszczalny wzrost temperatury wody zasilającej, nie jest wskazane zbytnie zbliżanie się do krzywych granicznych, ponieważ przy stanie b. zbliżonym do tych wartości, woda może łatwo zacząć parować na wejściu do pompy.

W wypadku, gdy woda zasilająca posiada temperaturę powyżej 100^0 C, w zbiorniku dopływowym musi być już nadciśnienie (a więc zbiornik zamknięty). Tak np. dla temp. 120^0 C woda w zbiorniku wtedy nie będzie parować, jeżeli ciśnienie w nim wynosi 1 *atn*.

Oprócz wymaganego ciśnienia w zbiorniku, musi być jeszcze zachowana odpowiednia wysokość statyczna dopływu wody do pompy.

Ciśnienie na wejściu do pompy określa równanie:

$$p = p_t + H - \left(\Sigma\, W + \frac{c^2}{2g}\right)$$

gdzie: p_t — ciśnienie, pod którem znajduje się woda w zbiorniku,

H — wysokość dopływu t. j. różnica poziomów od zwierciadła wody w zbiorniku do osi pompy,

ΣW — suma oporów przy przepływie wody od zbiornika do pompy,

c — szybkość wody na wejściu do pompy.

Ponieważ różnica $H - \left(\Sigma\, W + \frac{c^2}{2g}\right)$ musi być większa od zera, żeby otrzymać wysokość tłoczenia niezbyt dużą, przewody ssące muszą być możliwie krótkie i dużej średnicy. Dla uzyskania należytej pewności, wysokość dopływu musi być przynajmniej większa o 1,5 — 2 *m* od wartości $H - \left(\Sigma\, W + \frac{c^2}{2g}\right)$.

Pompa zasilająca kocioł, ma do pokonania ciśnienie statyczne t. j. ciśnienie panujące w kotle oraz opory rurociągu. Przepisy o ustawianiu kotłów, ze względu na możliwość przeciążenia powierzchni ogrzewalnej, wymagają większej wydajności pomp zasilających od normalnej wydajności kotła. Tak dobrana pompa odśrodkowa, o stałej ilości obrotów, będzie pracować prawie zawsze przy wydajnościach mniejszych, regulowanych dławieniem i często przy b. małych obciążeniach. Oczywiście ten rodzaj pracy, w większości wypadków, nie pozwoli już na utrzymanie w ruchu najlepszej sprawności pompy.

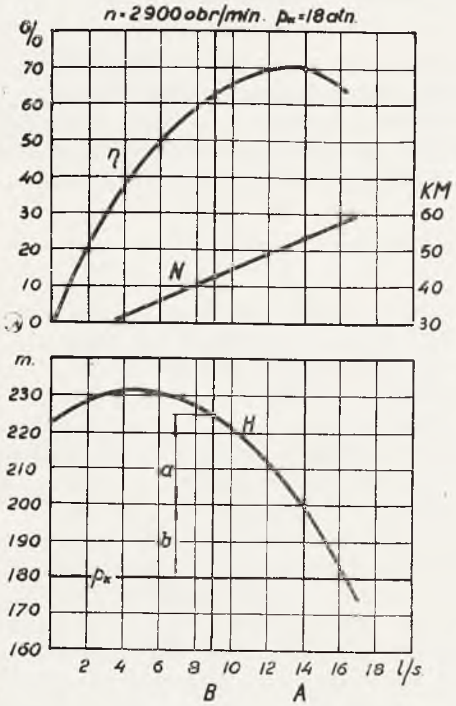
W zakładach przemysłowych gdzie duże ilości pary idą na fabrykację, a zapotrzebowanie mocy w pewnych okresach jest b. małe, kocioł pracuje przy różnych ciśnieniach zależnie od wielkości zapotrzebowanej mocy. W tym wypadku pompa odśrodkowa będzie pracowała nawet przy różnych ciśnieniach w kotle.

Wypadek ten zasługuje na omówienie. Jeżeli podczas pracy pompy (przy stałych obrotach bez regulacji) ciśnienie w kotle spadnie, krzywa oporów rurociągu nie zmieni się, przesunie się tylko w dół i wydajność pompy wzrośnie. W tym właśnie wypadku, jeżeli obsługa nie jest ostrzeżona, przy małej pojemności wodnej kotła, może zajść wspominane na wstępie „zalanie wodą kotła". Jednak ta możliwość nie dyskwalifikuje pomp odśrodkowych, należy tylko ze spadkiem ciśnienia stwarzać sztucznie większą wysokość tłoczenia t. j. przymykać zawór tłoczący. Przebieg charakterystyki H = f (Q) odgrywa przytem zasadniczą rolę. Oczywiście przy automatycznej regulacji zasilania, ten zarzut odpada całkowicie.

Wybierając pompę odśrodkową do zasilania kotłów, należy przyjmować, że będzie ona pracowała przy każdem niemal obciąże-

niu t. j. od zera do wydajności określonej przepisami. Ponieważ ze wzrostem wydajności zmniejsza się wysokość tłoczenia, więc najwyższa wydajność zasilania wyznacza najniższe ciśnienie tłoczenia.

Na rys. 8 podana jest charakterystyka pompy zasilającej przy tej samej ilości obrotów. Punktowi *A* odpowiada pełne obciążenie pompy określone przepisami, czyli największa wydajność pompy. Ciśnienie tłoczenia wynosi wtedy: $p_p = p_k + a$, gdzie *a* są to opory rurociągu dla tej wydajności,



Rys. 8
Charakterystyki pompy zasilającej dla tej samej ilości obrotów.

W wyjątkowych wypadkach tylko pompa będzie pracować przy tej wydajności, a mianowicie przy ruchu wzmożonym kotła, wzgl. w razie przejęcia pracy innej pompy zasilającej.

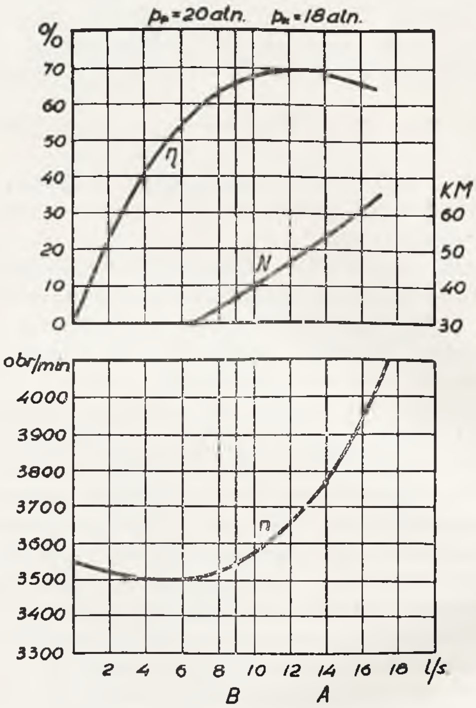
Punktowi *B* odpowiada wydajność pompy najczęściej wymagana przez ruch kotła, a wysokość tłoczenia wynosi wtedy:
$p_p = p_k + a + b$. Przyjmując w przybliżeniu, że przy tej wydajności opory rurociągu *a* pozostają te same, wysokość tłoczenia trzeba zwiększyć dławieniem o wielkość *b*.

Jak widać, przy pompie pracującej ze stałą ilością obrotów, żeby móc wtłoczyć normalne ilości wody do kotła, trzeba zawsze niszczyć energję.

Na rys. 9 podane są charakterystyki tej samej pompy, pracującej z regulacją ilości obrotów, przy tem samem ciśnieniu tłoczenia $p_p = p_k + a$.

Podane na rys. 8 i 9 charakterystyki tej samej pompy wyraźnie wskazują, że przy normalnym ruchu instalacji kotłowej, należy dążyć do stosowania regulacji obrotów pomp odśrodkowych. (Układy i regulacja będą omówione oddzielnie).

W wypadku, gdy pompa odśrodkowa pracuje przy stałej ilości obrotów, sam kształt charakterystyki H = f(Q) ma duże znaczenie. Pompa o charakterystyce podanej na rys. 8 jest odpowiednia tylko dla wydajności powyżej 5 *l/s*, ponieważ przy mniejszych wydaj-



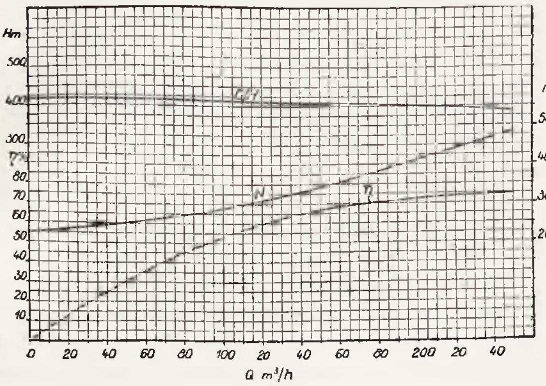
Rys. 9
Charakterystyki pompy zasilającej dla tego samego ciśnienia tłoczenia $p_p = p_k + a$.

nościach występują wahania w przewodzie tłoczącym, które doprowadzają do uderzeń wodnych. Uderzenia te są często b. silne, zwłaszcza, jeżeli przewód między kotłem i pompą jest długi i elastyczny.

Aby uniknąć w zasilaniu tych zaburzeń, należy żądać pompy o takiej charakterystyce H = f(Q), żeby ze zmniejszającą się wydajnością stale wzrastała wysokość tłoczenia t. j. żeby krzywa ta nie posiadała punktu wierzchołkowego. Będzie to specjalnie ważne, jeżeli pompa zasilająca ma pracować z przerwami w zasilaniu, względnie równolegle z innemi pompami o różnych charakterystykach.

Przy uderzeniach w przewodzie zasilającym, następuje odbicie się słupa wody w rurociągu i część wody wraca do rury ssącej, względnie do zbiornika. Często przy tych zaburzeniach stosuje się odprowadzenie wody tłoczonej do innego przewodu np. wstawiając klapę zwrotną, przez którą przy małych wydajnościach, część wody tłoczonej przepływa z powrotem do zbiornika i pompa pracuje zawsze przy większych wydajnościach. Ten

jednak środek zapobiegający uderzeniom w przewodzie jest nieekonomiczny i pociąga za sobą wzrost zużycia mocy, który dochodzi do 30 — 40%.



Rys. 10

Pompy, dla których wysokość tłoczenia stale wzrasta z malejącą wydajnością, są pozbawione tych komplikacyj, ponieważ nie mogą już tutaj wystąpić wahania w przewodzie przed i za pompą. Taką charakterystykę osiąga się przez odpowiedni wybór kształtu łopatek, przyczem krzywa może być więcej lub mniej płaska

Rys. 10 podaje wyniki pomiarów 7-mio stopniowej pompy odśrodkowej dla dużej instalacji kotłowej. Charakterystyka H = f(Q) jest tutaj bardzo płaska, różnica wysokości tłoczenia przy największej wydajności i przy wydajności zero, wynosi zaledwie 8%. Tego rodzaju krzywa jest warunkiem niezawodnej pracy pompy w wypadku stosowania samoczynnej regulacji zasilania, uzależnionej od wahania poziomu wody w kotle. Również odnosi się to do wypadku, jeżeli przez regulację ilości obrotów pompy zasilającej, zostaje samoczynnie utrzymywana stała różnica ciśnienia pomiędzy tłoczeniem i kotłem.

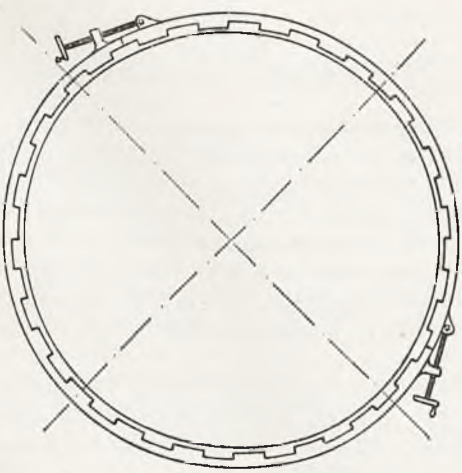
Przy zamawianiu pomp zasilających, uwzględniając warunki pracy danej instalacji kotłowej, należy albo przepisać przebieg charakterystyki firmie dostarczającej albo w ostatecznym wypadku zażądać ich od firmy.

Zasadniczo, dla większych instalacyj kotłowych, w szczególności z samoczynną regulacją zasilania, wybór odpowiedniego rodzaju pomp odśrodkowych zależy od wyników przedwstępnych badań, które mają tutaj wpływ decydujący.

T. SZENIC.

WYPADEK PRZY PRACY Z APARATEM WULKANIZACYJNYM.

Dnia 12 stycznia r. b. o godz. 6 m. 30 rano w łódzkiej fabryce kaloszy i wyrobów gumowych „Gentlemen" nastąpił wypadek przy pracy z aparatem wulkanizacyjnym ogłoszony przez prasę jako wybuch kotła parowego.



Rys. 1
Pierścień zamykający aparatu wulkanizacyjnego

Wypadek ten pociągnął za sobą śmierć 3 robotników i rany, względnie pokaleczenia również 3 robotników.

Aparat wulkanizacyjny przy którym miał miejsce ten wypadek składa się z walcowego zbiornika żelaznego, ustawionego poziomo, o średnicy wewnętrznej 1700 *mm* i długości walczaka 5700 *mm*.

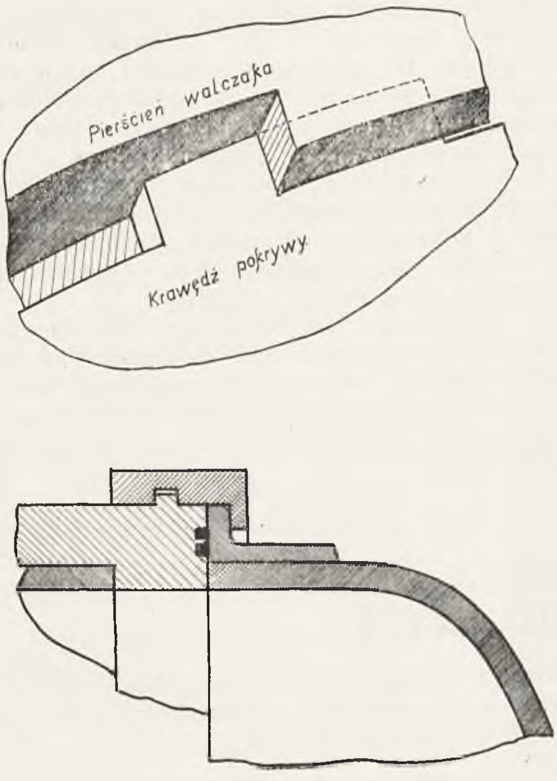
Aparat posiada płaszcz parowy, pracujący pod ciśnieniem 5 *atn* przy pomocy wentyla redukcyjnego. Ponieważ temperatura, jaką dawał płaszcz parowy była niedostateczna, pod szynami dla wózków, wtaczanych wraz z kaloszami lub obuwiem gumowem do aparatu w celu wulkanizacji, oraz na pokrywie aparatu założono dodatkowe baterje rur grzejnych, do których doprowadzano parę wprost z kotła pod ciśnieniem 12 *atn*.

Po załadowaniu zamykano aparat pokrywą z dnem o dużej wypukłości zapomocą specjalnego zamknięcia, polegającego na zazębieniu płaskich zębów pokrywy z odpowiedniemi zębami pierścienia na walczaku aparatu. W tym celu pokrywę wiszącą na specjalnym dźwigu, po rozluźnieniu pierścienia zakładano w aparat, przyczem zęby pokrywy wchodziły w wykroje pierścienia. Następnie pokrywę ręcznie obracano, a gdy zęby pokrywy zaszły za zęby pierścienia; pierścień ten zapomocą dwóch ślimakowych urządzeń ustawionych po bokach aparatu ściskano.

Ponieważ wulkanizacja gumy odbywa się pod ciśnieniem, do wnętrza aparatu wprowadzano sprężone powietrze pod ciśnieniem 2—3 *atn*.

Aparat był uzbrojony w manometr parowy, wskazujący ciśnienie pary w płaszczu, manometr powietrzny, wskazujący ciśnienie powietrza wewnątrz aparatu i parowy zawór bezpieczeństwa na płaszczu.

Powietrzny zawór bezpieczeństwa ustawiony był na głównym zbiorniku powietrznym; oba zawory bezpieczeństwa parowy i powietrzny, typu ciężarowego, ustawione były na 5 *atn.*

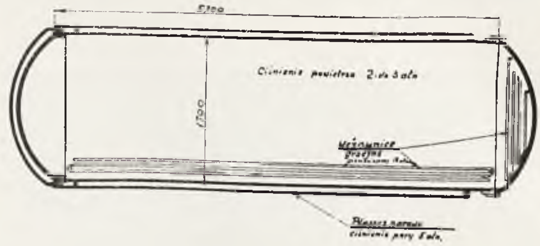


Rys. 2
Szczegół zamknięcia aparatu

Po ukończeniu wulkanizacji załadowanego towaru przed otwarciem aparatu należało przedewszystkiem, przy pomocy specjalnego zaworu wypustowego, wypuścić sprężone powietrze z wnętrza aparatu i dopiero wówczas można przystąpić do otwarcia pokrywy.

W danym wypadku robotnicy, obsługujący aparat czy przez zapomnienie, czy przez lekkomyślność (w chwili wypadku ciśnienie powietrza jakoby ze względu na próbnę wulkanizację wynosiło tylko $^1/_2$ *atn*) nie wypuścili sprężonego powietrza i przystąpili do otwarcia pokrywy.

Nie jest również wykluczone, że robotnicy ze względu na próbną wulkanizację przy niedużem ciśnieniu powietrza, niedostatecznie zazębili pokrywę, wskutek czego przy najmniejszem obluźnieniu pierścienia ściskającego pokrywę, nim posłany robotnik, którego znaleziono pokaleczonego w pobliżu aparatu obok zaworu wypustowego, zdążył otworzyć ten zawór, który po wypadku znaleziono w stanie zamkniętym, pokrywa została ciśnieniem sprężonego powietrza wysadzona i zerwana ze sworznia ∅ 37 *mm*, na którym była zawieszona na dźwigu.

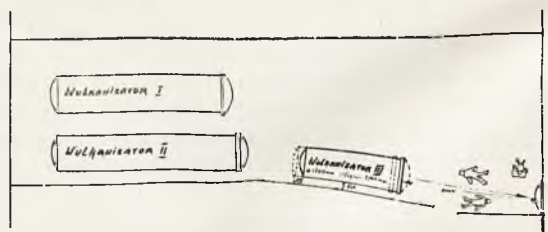


Rys. 3
Przekrój wulkanizatora

Wyrwana pokrywa zabiła 3 znajdujących się w pobliżu robotników, podniosła się nieco do góry, uderzyła w oddaloną około 8 *m* ścianę, którą nieznacznie uszkodziła i spadła pionowo, w stanie zupełnie nieuszkodzonym, na stojące pod ścianą wózki z towarem (złamany został jedynie od uderzenia o ścianę jeden z chwytów, służących do obracania pokrywy przy zamykaniu aparatu).

Pozostali dwaj robotnicy, którzy zostali poszkodowani w tym wypadku, odnieśli rany i potłuczenia, przyczem jeden z nich, który upadł na jakiś przedmiot żelazny, wybił sobie oko.

Sam aparat wulkanizacyjny i zęby aparatu i pokrywy, pozostały zupełnie nieuszkodzone.



Rys. 4
Plan sytuacyjny miejsca wypadku

Winę wytwórni upatrywać można w niedostatecznej organizacji nadzoru. gdyż do obsługi aparatu należało posiadać odpowiedzialnego pracownika, do obowiązków którego przy otwieraniu aparatu powinno było należeć sprawdzenie, czy sprężone powietrze już zostało usunięte, a dopiero po skontrolowaniu tego, wydanie polecenia otwierania pokrywy.

Zresztą przy gorączkowej sezonowej pracy nawet i przy takiej organizacji mogłyby zachodzić pewne zaniedbania, które mogły wywołać wypadek.

Konstrukcyjnie biorąc system zamykania aparatu (zazębienie pokrywy i ściąganie pierścienia) jakie zastosowano w danym wypadku, należy uznać za wadliwe, ponieważ rozpraszało uwagę obsługi, względnie mogło spowodować zaniechanie jednej z koniecznych manipulacyj co również mogło wywołać wypadek.

Pewniejsze co do bezpieczeństwa są pojedyńcze zamknięcia pokrywy, istniejące w fabryce „Gentlemen“ przy dwóch nowych aparatach wulkanizacyjnych i polegające na obróceniu pokrywy, po jej wstawieniu, na jeden ząb zapomocą przekładni zębatej (stały tryb na aparacie i wycinek trybu na pokrywie, przyczem tryb aparatu porusza tryb na pokrywie, obracając go zapomocą specjalnej dźwigni, nasadzanej po założeniu pokrywy). Znane są również bardziej skomplikowane zamknięcia takich aparatów, jak np. — opatentowany zamek Limner'a.

Następnie uznać należy, że umieszczenie manometru powietrznego na przodzie aparatu, a nie obok przyrządów, służących do otwierania pokrywy również było wadliwe. Gdyby manometr był tak umieszczony, że wskazania rzucałyby się w oczy obsługi przy otwieraniu pokrywy można przypuszczać, że do wypadku by nie doszło.

Sama podziałka manometru (średnica tarczy 150 *mm*) także niebyła fortunna. Aparat pracuje normalnie przy 2 — 3 *atn* ciśnienia powietrza, podziałka zaś manometru powietrznego doprowadzona była do 12 *atn*. Gdyby podziałka była powiedzmy dochodziła tylko do 5 *atn*, wskazania strzałki manometru były by wyraźniejsze i więcej rzucające się w oczy.

Na terenie b. Kongresówki brak do dziś dnia urzędowego dozoru nad naczyniami pracującemi pod ciśnieniem. Na podstawie obowiązujących dotychczas rosyjskich przepisów naczynia te powinny być jednak okresowo rewidowane i próbowane przez administrację fabryki z zapisywaniem odnośnych rewizyj i prób do specjalnej książki.

W danym wypadku najskrupulatniejszy jednak urzędowy dozór nie zapobiegłby wypadkowi, gdyż żaden dozór nie zapobiegnie nieprawidłowemu lub niefachowemu postępowaniu obsługi.

Zapomocą jednak odpowiednio ułożonych przepisów możnaby zapobiedz podobnym wypadkom. Przepisy takie powinny dokładnie określać miejsce ustawienia manometru, jego podziałkę, organizację obsługi, oraz konstrukcję zamknięcia, przyczem w zasadzie nietrudnoby było skonstruować urządzenie, otwierające przedewszystkiem zawór wypustowy dla wypuszczenia sprężonego w aparacie powietrza, a następnie dopiero pokrywę.

Załączone rysunki ilustrują aparat i jego zamknięcie, oraz sam wypadek.

Wejście w życie na obszarze Górnego Śląska ustaw o nadzorze nad kotłami parowemi i nad zbiornikami pod ciśnieniem.

Dz. U. R. P. z dnia 2 marca b. r, Nr. 17, podaje pod poz. 139 i 140 oświadczenia Prezesa Rady Ministrów z dnia 9 lutego b. r. o wyrażeniu w dniu 12 grudnia 1933 r. przez Sejm Śląski zgody (*Dz. Ustaw Śląskich* z dnia 23 grudnia 1933 r., Nr. 29, poz. 58 i 59) na wejście w życie na obszarze górnośląskiej części województwa śląskiego ustawy z dnia 31 maja 1921 r. o nadzorze nad kotłami parowemi (*Dz. U. R. P.* Nr. 108, poz. 786) oraz ustawy z dnia 24 marca 1933 r. o nadzorze nad zbiornikami pod ciśnieniem (*Dz. U. R. P.* Nr. 28, poz. 234).

Skrzynka pocztowa.

Znaczenie zwilżania miału węglowego spalanego na rusztach łańcuchowych.

Spotykałem się podczas mej pracy ze sprzecznemi opinjami o celowości zwilżania węgla.

Sądzę, że nie od rzeczy będzie opublikowanie kilku wyników prób przeprowadzonych z węglem t. zw. suchym i moczonym.

W siłowni o której mówię palono miał węglowy o średniej dolnej wartości opałowej 6200 *kcal*.

Węgiel dostarczany wagonami, zrzucany do zsypu, wciągano wyciągiem kubełkowym do górnych, nad kotłami umieszczonych, zsypów skąd doprowadzano go samoczynnie do kosza rusztu łańcuchowego.

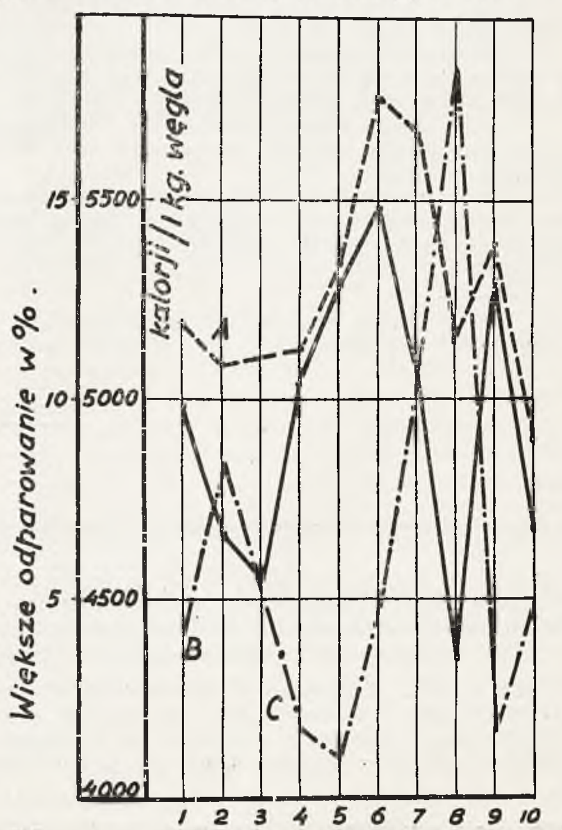
Początkowo nie zwracano uwagi na wilgotność miału, ale uderzające różnice w sposobie spalania, w odparowaniu i przesypie rusztowym skłoniły kierownictwo do przeprowadzenia szeregu prób, z których najcharakterystyczniejsze podaję poniżej[1]).

Ostateczny rezultat 10 prób ujętych w tabeli przedstawiony został obok na wykresie.

Jak widać z wykresu krzywa wyzyskania węgla moczonego przechodzi stale powyżej krzywej węgla suchego. Średnia poprawa wyzyskania miału przez moczenie wynosi około 6,4%.

Moczenie miału tem lepsze daje wyniki im mamy drobniejszy miał.

Lepsze wyzyskanie miału moczonego wyraża się nie tylko w zmniejszeniu przelotu lub straty kominowej w drobnych cząsteczkach węgla porywanych przez ciąg kominowy, ale odbija się na charakterze szlaki i na wyglądzie paleniska.



[1]) Por. tabela, str. 48.

Wyniki prób spalania miału zwilżonego i suchego.

WYSZCZEGÓLNIENIE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Odparowanie z 1 *kg* węgla suchego w kalorjach	4976	4660	4552	5042	5289	5489	5082	4355	5300	4670
Dodawano wody do węgla w % . .	10%	6	0	10	10	6	10	6	6	6
Odparowanie z 1 *kg* węgla zwilżonego w kalorjach . . .	5188	5089	—	5132	5339	5758	5669	5151	5389	4900
Dolna wartość opałowa węgla suchego .	6223	6400	5722	6550	6295	6632	6138	6090	6205	5994
Zawartość koksu w węglu suchym w % .	57,28	58	46,43	57,40	56,79	56,75	55,99	56,81	57,29	53,71
Zawartość części lotnych w węglu suchym w %	26,18	25	31,12	26,75	26,99	30,67	27,36	26,24	27,61	27,58
Zawartość wody w węglu suchym w % .	6,79	4,8	13,19	5,97	5,14	6,19	5,32	5,76	5,27	12,30
Zawartość popiołu w węglu suchym w % .	9,73	12	5,9	9,9	11	6,39	11,27	11,18	9,83	6,40
Ilość ziaren o ⌀ niżej 1 *m/m* w węglu suchym w % . . .	12	17	0	10	11	5,7	20	17	7,5	13
Ilość popiołu i przelotu z węgla suchego w %	16	15,5	9	14	13,4	10	18,25	19,45	9	11,3
Ilość popiołu i przelotu z węgla zwilżonego w %	13	11,7	—	12,7	14,6	10	12	15,1	9,47	10,3
Strata popielnikowa w % z węgla suchego .	3,74	4	2,3	5,2	—	3,35	7,3	14,75	1,7	5,7
Strata popielnikowa w % z węgla zwilżonego	3	2,7	—	2	5,5	2,71	3,5	3,2	1,3	5,7
Zwiększenie odparowania przez zwilżenie węgla w %[1]) . . .	4,3[2]) 4,1[3])	9,2 8,4	— —	1,78 1,76	0,95 0,94	4.9 4 66	11,6 10,3	18,3 15,5	1,68 1,66	4,93 4,7

Po wejściu warstwy moczonego węgla na ruszt odrazu poprawia się spalanie, co pozwala na zmniejszenie ciągu kominowego nierzadko o 20 do 25%, a co zatem idzie zwiększenie % CO_2. Bardzo często węgiel suchy dochodzi do skrobaczy niespalony chociaż ciąg kominowy przekracza 30 *mm* słupa wody.

Po zmoczeniu węgiel spala się całkowicie przy ciągu 20 *mm* słupa wody.

Jak wynika z tabeli najkorzystniejszy % wody w węglu waha się od 12 do 15%; taki miał wzięty w rękę daje grudkę zbitą zachowującą kształt palców.

Zmniejszenie ciągu tłomaczy się zmniejszeniem oporu jaki stawia warstwa zmoczonego miału w porównaniu w suchym.

Zmoczony miał, gdy dostanie się pod sklepienie zapalające, gwałtownie paruje. Para żłobiąc szereg kanalików, tworzy warstwę gąbczastą paliwa, o małym oporze i dużej powierzchni zetknięcia z powietrzem.

Próby powyżej opisane wykonywano na ruszcie łańcuchowym o powierzchni 22 m^2 długości 6,3 *m* i podwójnej szerokości 1,9 *m*, przy skali biegów 4 do 15 *m/h*.

Sklepienie ogniowe posiadało długość 3,5 *m* i wysokość 0,8 *m*.

Szczeliny między rusztowinami miały około 1 *mm* szerokości.

Wolna powierzchnia rusztu wynosiła około 7%.

Palenisko było zaopatrzone w podmuch z strefowym rozdziałem powietrza.

Podczas prób pracowano ciągiem naturalnym bez podmuchu, bo komin był mało obciążony. Ciąg dochodził do 35 *mm* słupa wody.

Próby trwały średnio 6 do 8 *h* przyczem spalono 10 do 15 *t* miału tylko przy próbie 7. Spalono 4,5 *t* miału w ciągu 2 *h* 49′.

Henryk Beatus inż. mech.

[1]) W dolnym wierszu cyfry górne[2]) oznaczają % polepszenie wykorzystania miału przez dodanie wody, cyfry dolne[3]) % pogorszenie przez spalanie węgla nie moczonego.